

PUB-NO: DE003528830A1
DOCUMENT-IDENTIFIER: DE 3528830 A1
TITLE: Damping device for a cylinder assembly which
as part of a suspension system is arranged between the
sprung and unsprung masses of a vehicle
PUBN-DATE: February 19, 1987

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
GOENNHEIMER, PETER DIPL ING	DE
CASIMIR, MANFRED DIPL ING	DE
STUMPF, JOACHIM DIPL ING	DE

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
DAIMLER BENZ AG	DE

APPL-NO: DE03528830

APPL-DATE: August 10, 1985

PRIORITY-DATA: DE03528830A (August 10, 1985)

INT-CL (IPC): B60G017/08

EUR-CL (EPC): B60G017/04 ; F16F009/46

US-CL-CURRENT: 137/493.8, 188/266.5 , 188/322.15

ABSTRACT:

CHG DATE=19990617 STATUS=O> A damping device for a cylinder assembly is described, which as part of a suspension system is arranged between the sprung and unsprung masses of a vehicle. For each direction of movement (compression and tension phase) of the working piston of the cylinder assembly, the damping

device has a damping valve, which is formed by ducts passing through the working piston in its direction of movement and at least one spring disc covering these on the outlet side, a backing element being assigned to at least the spring disc of the one damping valve, which element can be pressed with adjustable force onto the spring disc by means of hydraulic fluid fed from outside by a pressure generator. In order to ensure that the closing force exerted on the spring disc by the backing element is intensified as the pressure in the cylinder assembly increases, so that the damping force is essentially maintained or increased by a defined amount, a pressure booster with a stepped piston is provided as pressure generator, the low-pressure side of which is connected to one of the two chambers of the cylinder assembly, and to the high-pressure side of which the hydraulic fluid acting on the backing element is applied. The damping device thereby functions independently of any external pressure source.

**(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**

DEPARTMENT



**DEUTSCHES
PATENTAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 3528830 A1**

⑤1 Int. Cl. 4:
B60G 17/08

(21) Aktenzeichen: P 35 28 830.2
(22) Anmeldetag: 10. 8. 85
(43) Offenlegungstag: 19. 2. 87

Bendungan Citemi

⑦1 Anmelder:

Daimler-Benz AG, 7000 Stuttgart, DE

⑦2 Erfinder:

Gönnheimer, Peter, Dipl.-Ing., 7143 Vaihingen, DE;
Casimir, Manfred, Dipl.-Ing., 7300 Esslingen, DE;
Stumpf, Joachim, Dipl.-Ing., 7000 Stuttgart, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Dämpfungsvorrichtung für ein Zylinderaggregat, das als Teil eines Federungssystems zwischen den gefederten und ungefederten Massen eines Fahrzeugs angeordnet ist

Es wird eine Dämpfungsvorrichtung für ein Zylinderaggregat beschrieben, das als Teil eines Federungssystems zwischen den gefederten und ungefederten Massen eines Fahrzeuges angeordnet ist. Sie weist für jede Bewegungsrichtung (Druck- und Zugstufe) des Arbeitskolbens des Zylinderaggregates ein Dämpfungsventil auf, die durch den Arbeitskolben in dessen Bewegungsrichtung durchdringende Kanäle und mindestens eine diese austrittsseitig abdeckende Federscheibe gebildet sind, wobei zumindest der Federscheibe des einen Dämpfungsventils ein Abstützglied zugeordnet ist, das mittels von außen durch einen Druckerzeuger zugeführter Druckflüssigkeit mit veränderbarer Kraft an die Federscheibe anpreßbar ist.

Um sicherzustellen, daß sich die durch das Abstützglied auf die Federscheibe ausgeübte Schließkraft bei sich erhöhendem Druck im Zylinderaggregat so verstärkt, daß die Dämpfkraft im wesentlichen erhalten bleibt oder definiert erhöht wird, ist als Druckerzeuger ein Druckverstärker mit einem Stufenkolben vorgesehen, dessen Niederdruckseite an einem der beiden Räume des Zylinderaggregates angelassen ist und an dessen Hochdruckseite die auf das Abstützglied wirkende Druckflüssigkeit ansteht. Die Dämpfungsvorrichtung arbeitet damit unabhängig von einer externen Druckquelle.

DE 3528830 A1

DE 3528830 A 1

Patentansprüche

1. Dämpfungsvorrichtung für ein Zylinderaggregat, das als Teil eines Federungssystems zwischen den gefederten und ungefederten Massen eines Fahrzeugs angeordnet ist und einen Arbeitskolben aufweist, mit einem Ventilträger, der zwei Dämpfungsflüssigkeit enthaltende Räume voneinander trennt und der für jede Bewegungsrichtung (Druck- und Zugstufe) des Arbeitskolbens ein Dämpfungsventil aufweist, von denen jedes durch einen im Ventilträger angeordneten Flüssigkeits-Durchtrittskanal und mindestens eine diesen austrittsseitig abdeckende, am Ventilträger gehaltene Federscheibe gebildet ist, wobei zumindest der Federscheibe des einen Dämpfungsventils ein Abstützglied zugeordnet ist, das mittels von außen durch einen Druckerzeuger zugeführter Druckflüssigkeit mit veränderbarer Kraft an die Federscheibe anpreßbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckerzeuger mindestens ein Druckverstärker (64 oder 66) mit einem Stufenkolben (88) ist, dessen Niederdruckseite an einem der beiden Räume (34 oder 36) angelassen ist und an dessen Hochdruckseite die Druckflüssigkeit ansteht.

2. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilträger (116) in einem vom Zylinderaggregat (110) getrennten Gehäuse (114) angeordnet ist und daß einer der Dämpfungsflüssigkeit enthaltenden Gehäuseräume (118 oder 120) mit einem Dämpfungsflüssigkeit enthaltenden Zylinderraum (124) des Zylinderaggregates (110) verbunden ist.

3. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilträger durch den Arbeitskolben (16) des Zylinderaggregates (10) gebildet ist und daß die Zylinderkammern (34, 36) die Dämpfungsflüssigkeit enthaltenden Räume bilden.

4. Dämpfungsvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß niederdruckseitig Dämpfungsflüssigkeit zupumpbar ist.

5. Dämpfungsvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, mit wenigstens zwei Druckverstärkern, dadurch gekennzeichnet, daß die Stufenkolben (88) der Druckverstärker (64, 66) niederdruckseitig unterschiedlich große Kolbenflächen aufweisen.

6. Dämpfungsvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Abstützglied einen ringförmigen Preßkolben (38 bzw. 40) bildet, der in einer Stirnringnut (42 bzw. 43) eines auf der Kolbenstange (26) abgestützten Führungskörpers (44 bzw. 46) axial verschiebbar geführt ist und daß der zwischen dem Boden der Stirnringnut (42 bzw. 43) und dem Preßkolben (38 bzw. 40) vorhandenen Ringraum (48 bzw. 50) des Führungskörpers (44 bzw. 46) über einen in der Kolbenstange (26) vorgesehenen und mit der Hochdruckseite des Druckverstärkers (64 oder 66) verbundenen Zuführkanal (56) in Verbindung steht.

7. Dämpfungsvorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 1 sowie 3–6, dadurch gekennzeichnet, daß das Zylinderaggregat (10) Teil einer hydropneumatischen Feder mit einer Pumpe (78) und einem Niveauregelventil (96) ist, daß das Niveauregelventil (96) zwischen der Pumpe (78)

und dem Druckverstärker (64 oder 66) liegt und daß dem Druckverstärker (64 oder 66) niederdruckseitig eine Ventilvorrichtung (84 oder 86) zum Herstellen oder Unterbrechen der Verbindung zwischen Druckverstärker (64 oder 66) und Zylinderaggregat (10) zugeordnet ist, wobei in deren Schließstellung die Niederdruckseite des Verstärkers (64 oder 66) mit dem Flüssigkeitsvorrat (98) verbunden ist.

8. Dämpfungsvorrichtung nach Anspruch 7, bei der den beidseitig am Arbeitskolben des Zylinderaggregates vorgesehenen Federscheiben der Dämpfungsventile jeweils ein Abstützglied zugeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß beide Abstützglieder (38, 40) durch die über die Kolbenstange (26) des Arbeitskolbens (16) zugeführte Druckflüssigkeit an die ihnen zugeordnete Federscheibe (28 bzw. 29) anpreßbar sind.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Dämpfungsvorrichtung für ein Zylinderaggregat, das als Teil eines Federungssystems zwischen den gefederten und ungefederten Massen eines Fahrzeugs angeordnet ist, mit den Merkmalen des Oberbegriffes von Anspruch 1.

Eine Dämpfungsvorrichtung dieser Art ist bereits bekannt (DE-OS 15 05 497 – Fig. 1 –). Bei dieser Konstruktion erfolgt die Verstellung des an einer von mehreren Ventilfederscheiben anliegenden Abstützgliedes zur Steigerung des Durchflußwiderstandes am Dämpfungsventil durch eine in der Kolbenstange des Arbeitskolbens axial verstellbar angeordnete und mit ihrem oberen Stangenende an einer membrangehaltenen Zugstange.

Zur Erhöhung des Ventilschließdruckes bzw. einer gewünschten Veränderung der Kennlinie des Zylinderaggregates wird dabei die Membran durch ein von einer externen Druckquelle geliefertes Druckmedium beispielsweise mit Druckflüssigkeit entsprechend beaufschlagt. Bei diesem Zylinderaggregat ist somit die Schließkraft des Dämpfungsventils im Gegensatz zu einer Konstruktion gemäß dt. Patentanmeldung B 81 235 II/63c nicht mehr abhängig von den im Zylinderaggregat herrschenden hydraulischen Verhältnissen; vielmehr ist eine unabhängige stufenlose Dämpfungseinstellung möglich.

Es hat sich jedoch gezeigt, daß bei einem kurzzeitigen Anstieg des Druckes in der Druck- und/oder Zugstufe eines Stoßdämpfers oder bei einer Anwendung dieser bekannten Dämpfungsregelung bei einem hydropneumatischen Federbein bei einer Erhöhung des Druckes in den Zylinderräumen infolge einer Zuladung des Fahrzeugs dieser erhöhte Druck gegen den an den Ventilschließgliedern wirksamen Anpreßdruck für die regelbare Dämpfungsverstellung wirkt und dadurch die Dämpfkraft verringert wird.

Der Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, eine Dämpfungsvorrichtung mit den Merkmalen des Oberbegriffes von Anspruch 1 anzugeben, bei der sichergestellt ist, daß die durch das Abstützglied auf das Ventilschließglied ausgeübte Schließkraft bei einem sich gegebenenfalls kurzzeitig erhöhenden Druck im Zylinderaggregat ohne Beteiligung einer externen Druckquelle so ansteigt, daß die Dämpfkraft im wesentlichen erhalten bleibt oder definiert erhöht wird. Außerdem soll es die Erfindung ermöglichen, auf einfacherem Wege die Dämpfkraft zusätzlich regelbar zu gestalten.

Diese Aufgabe wird erfahrungsgemäß durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruches 1 gelöst.

Die erfahrungsgemäße Konstruktion ermöglicht damit ohne großen technischen Aufwand beispielsweise einen gewünschten Dämpfkraftverlauf im wesentlichen aufrechtzuerhalten, in dem die Anpreßkraft des Abstützgliedes vom Ausgangsdruck des Druckverstärkers erzeugt wird, der stets entsprechend dem Verhältnis der Kolbenflächen des Stufenkolbens zueinander höher ist als der von einem Dämpfungsflüssigkeit enthaltenden Raum abgenommene Eingangsdruck des Druckverstärkers.

Die Dämpfungsvorrichtung kann dabei gemäß Anspruch 2 vom getrennt vorgesehenen oder gemäß Anspruch 3 in das Zylinderaggregat integriert sein.

Ferner kann das Zylinderaggregat als Schwingungsämpfer ausgebildet oder ein Teil einer hydropneumatischen Feder sein.

Druckverluste, beispielsweise durch Leckage bedingt, lassen sich im System Dämpfungsvorrichtung – Zylinderaggregat gemäß Anspruch 4 vermeiden.

Eine lastunabhängige regelbare Dämpfung lässt sich vorteilhaft nach Anspruch 5 erzielen.

Vorteilhafte Ausgestaltungen einer für eine hydropneumatische Feder bestimmten Dämpfungsvorrichtung sind Gegenstand der Ansprüche 7 und 8.

An den oder die Druckverstärker können ein Zylinderaggregat, ein Teil der Zylinderaggregate oder sämtliche Zylinderaggregate eines Federungssystems, insbesondere von Kraftfahrzeugen, angeschlossen sein.

In der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele erfahrungsgemäßer Dämpfungsvorrichtungen dargestellt. Es zeigt:

Fig. 1 einen Teillängsschnitt des Stoßdämpfers einer hydropneumatischen Feder, in welchen ein Teil der Dämpfungsvorrichtung integriert ist, die sowohl für die Zug- als auch für die Druckstufe eine Dämpfkraftverstärkung bewirkt,

Fig. 2 ein Blockschaltbild, das zwei hydropneumatische Federn einer Fahrzeugachse in Verbindung mit zwei Druckverstärkern zeigt, wobei die Dämpfungsvorrichtungen der Stoßdämpfer beider hydropneumatischen Federn gemäß Fig. 1 ausgebildet sind,

Fig. 3 in schematischer Darstellung einen Längsschnitt durch eine in eine hydropneumatische Fahrzeufeder zwischengeschaltete, außerhalb deren Stoßdämpfer vorgesehene Dämpfungsvorrichtung, die eine Dämpfkrafterhöhung lediglich für die Zugstufe bewirkt.

Der in Fig. 1 ausschnittsweise gezeigte Stoßdämpfer 10 einer hydropneumatischen Feder weist ein äußeres Schutzrohr 12 sowie ein in diesem koaxial angeordnetes zylindrisches Innenrohr 14 auf. 16 bezeichnet als Ganzes einen im Innenrohr 14 abgedichtet geführten Arbeitskolben, der für die Zug- und Druckstufe von sich parallel zu dessen Längsachse erstreckenden Strömungsmittel-Durchtrittskanälen durchdrungen ist. In Fig. 1 ist ein Strömungsmittel-Durchtrittskanal 18 für die Zugstufe und ein diesem gegenüberliegender Strömungsmittel-Durchtrittskanal 20 für die Druckstufe gezeigt. Im Arbeitskolben können auf einem zur Kolbenachse konzentrischen Kreis auch mehrere Strömungsmittel-Durchtrittskanäle für die Zug- und für die Druckstufe verteilt vorgesehen sein.

Den für die Zug- und für die Druckstufe vorgesehenen Strömungsmittel-Durchtrittskanälen 18 und 20 ist austrittsseitig jeweils ein als Ganzes mit 22 bzw. 24 bezeichnetes Ventilschließglied zugeordnet, die zusammen mit den ihnen zugeordneten Strömungsmittel-

Durchtrittskanälen 18 bzw. 20 Dämpfungsventile bilden. Diese Ventilschließglieder 22, 24 sind in bekannter Weise jeweils durch eine Anzahl von auf einer den Arbeitskolben 16 durchsetzenden Kolbenstange 26 angeordneten Federscheiben 28 bzw. 29' gebildet, die verschieden große Außendurchmesser aufweisen, wobei die Federscheibe mit dem größten Außendurchmesser die Austrittsöffnung der für die Zug- bzw. Druckstufe vorgesehenen Strömungsmittel-Durchtrittskanäle 18 bzw. 20 überdeckt, die aus jeweils einer der Kolbenstirnflächen 30 bzw. 32 ausmündet.

Den Ventilschließgliedern 22 und 24 ist jeweils ein Abstützglied zugeordnet, mit dessen Hilfe sich auf deren Federscheiben 28 bzw. 29 ein Druck ausüben lässt, um die Schließkraft der Dämpfungsventile bei einem sich in den Zylinderräumen 34 und 36 erhöhenden Druck so zu verstärken, daß die Dämpfkraft des Stoßdämpfers auch bei sich aufgrund von Federbewegungen erhöhendem Druck im Stoßdämpfer im wesentlichen erhalten bleibt oder definiert erhöht wird.

Die beiden Abstützglieder sind jeweils durch einen ringförmigen Preßkolben 38 bzw. 40 gebildet, die jeweils in einer Stirnringnut 42 bzw. 43' eines auf der Kolbenstange 26 abgestützten Führungskörpers 44 bzw. 46 in axialer Richtung aufeinander zu verschiebbar geführt sind.

Die Preßkolben 38, 40 bilden zusammen mit den sie aufnehmenden Stirnringnuten 42, 43 an der von den Ventilschließgliedern 22, 24 abgekehrten Seite der Preßkolben jeweils einen ringförmigen Druckraum 48 bzw. 50, die jeweils über einen Verbindungskanal 52 bzw. 54 mit einem Zuführkanal 56 verbunden sind, der sich in dem den Arbeitskolben 16 tragenden freien Endstück der Kolbenstange 26 axial erstreckt.

Wie Fig. 1 zeigt, ist die Kolbenstange oberhalb des oberen Führungskörpers 44 im Durchmesser vergrößert und auch entsprechend aufgebohrt, wobei an dem im Durchmesser größeren Kolbenstangenkanal 58 ein Druckspeicher der hydropneumatischen Feder angeschlossen sein kann. Über eine oder mehrere Radialbohrungen 60 steht der Kolbenstangenkanal 58 mit den Zylinderräumen 34 und 36 in Verbindung, so daß die Räume 34, 36, 58 mit Dämpfungsflüssigkeit gefüllt sind.

Im Kolbenstangenkanal 58 ist koaxial eine Verbindungsleitung 62 angeordnet, die den mit den Druckräumen 48 und 50 in Verbindung stehenden Zuführkanal 56 mit einem oder mehreren Druckverstärkern verbindet.

Gemäß Fig. 2 sind die Druckräume 48, 50 beispielsweise mit zwei als Ganzes mit 64 und 66 bezeichneten Druckverstärkern verbunden, die einzeln zuschaltbar sind. Im Unterschied zur Darstellung gemäß Fig. 1, die eine bevorzugte Ausführungsform des Stoßdämpfers 10 zeigt, sind bei den beiden zu einer Fahrzeugachse gehörenden Stoßdämpfern 10 des Blockschaltbildes der Fig. 2 die zu jedem Stoßdämpfer gehörenden Druckspeicher 68 der hydropneumatischen Feder der einfacheren Darstellung wegen an einem dem Arbeitskolben 16 gegenüberliegenden Zylinderstirnende angeschlossen.

Beide Anschlußleitungen 70, 72 der Druckspeicher sind über eine Verbindungsleitung 74 mit einer Versorgungsleitung 76 verbunden, der über eine Pumpe 78 Druckflüssigkeit, beispielsweise Hydrauliköl, zuführbar ist. Von der Versorgungsleitung 76 führen zwei Anschlußleitungen 80 und 82 weg, die jeweils an der Niederdrückseite eines der beiden Druckverstärker 64 und 66 angeschlossen sind.

Jedem Druckverstärker ist ein 3/2 Wege-Sitzventil 84

bzw. 86 mit Magnetbetätigung vorgeschaltet, das in der Anschlußleitung 80 bzw. 82 liegt.

Die beiden Druckverstärker 64, 66 sind in bekannter Weise jeweils mit einem Stufenkolben 88 ausgestattet, die niederdruckseitig unterschiedlich große Kolbenflächen aufweisen. Hochdruckseitig sind die Druckverstärker 64, 66 an einer gemeinsamen Steuerleitung 90 angeschlossen, die zu einer an den Verbindungsleitungen 62 der beiden Stoßdämpfer 10 angeschlossenen Verteilerleitung 92 führt. Die Stufenkolben 88 der beiden Druckverstärker werden durch über die Anschlußleitungen 80 und 82 an deren Niederdruckseite zugeführte Dämpfungsflüssigkeit jeweils gegen die Wirkung einer Rückstellfeder 94 verschoben, wobei dann an deren Hochdruckseite anstehende Drückflüssigkeit über die Steuerleitung 90 in die Druckräume 48, 50 der Führungskörper 44, 46 zur Betätigung der Preßkolben 38, 40 mit entsprechendem Druck verdrängt wird.

Die beiden hydropneumatischen Federn 10 dienen zum Niveaualgleich des betreffenden Kraftfahrzeuges, weshalb zwischen Pumpe 78 und 3/2 Wege-Sitzventilen 84, 86 ein Niveauregelventil 96 zwischengeschaltet ist, das in üblicher Weise über eine mit der Hinterachse in Verbindung stehende Hebelanordnung betätigbar ist. Die als Hochdruckpumpe ausgebildete Pumpe 78 wird durch den Fahrzeugmotor angetrieben und saugt Drückflüssigkeit von einem Flüssigkeitsvorratsbehälter 98 an. Die beiden hydropneumatischen Federn 10 können ebenso gut die Hauptfederung bilden, wobei sie teilweise volltragend sein können. Wird durch eine Zuladung am Fahrzeug ein Niveaualgleich erforderlich, so wird über das Niveauregelventil 96 die Pumpe 78 mit der Versorgungsleitung 76 verbunden, so daß den Zylinderräumen 34, 36 zusätzlich Drückflüssigkeit zugeführt wird und dadurch der Gesamtdruck im Federungssystem erhöht wird. Sofern nun die Anpreßkraft der Preßkolben 38, 40, mit der sie an die Ventilschließglieder 22 und 24 anpreßbar sind, durch eine Flüssigkeit aufgebracht würde, deren Druck regelbar wäre, hätte dies zur Folge, daß der in den Zylinderräumen 34, 36 ansteigende Druck auch gegen die Preßkolben und damit gegen den Steuerdruck für die regelbare Dämpfungsverstellung wirken würde, mit der Folge, daß sich dadurch die Dämpfkraft vermindert würde.

Die beschriebene Konstruktion gewährleistet nun, daß die durch die Preßkolben 38, 40 auf die Ventilschließglieder 22, 24 ausgeübte Schließkraft bei Druckerhöhung im Stoßdämpfer in einem solchen Maße ansteigt, daß die Dämpfung lastunabhängig erhalten bleibt. Wie aus Fig. 2 ersichtlich ist, befinden sich, sofern ein Niveaualgleich nicht erforderlich ist, die 3/2 Wegeventile 84, 86 in ihrer Nullstellung, in welcher die Niederdruckseite beider Druckverstärker 64, 66 mit einer zum Vorratsbehälter 98 führenden Abflußleitung 100 verbunden sind. Dadurch ist gewährleistet, daß durch die Dämpfungs vorrichtung in den Stoßdämpfern eine weiche Grunddämpfung aufrecht erhalten wird, wobei die zuvor zur Niederdruckseite gestromte Dämpfungsflüssigkeit durch die auf den Stufenkolben 88 wirkende Rückstellfeder 94 aus den Druckverstärkern verdrängt werden kann. Die weiche Grunddämpfung wird hierbei ausschließlich durch die Elastizität der Federscheiben 28 der beiden Ventilschließglieder 22, 24 bestimmt.

Bei der Rückstellung der Stufenkolben 88 kann jeweils über eine Leitung 91 Luft in die Druckverstärker 64, 66 nachströmen bzw. bei deren Beaufschlagung aus diesen entweichen. Ebenso kann von der Niederdruckseite auf die andere Kolbenseite gelangende Dämp-

fungsflüssigkeit über die Leitung 91 in den Vorratsbehälter 98 abfließen.

Von der Steuerleitung 90 geht noch eine zum Vorratsbehälter 98 führende Verbindungsleitung 93 ab. In diese ist ein Überdruckventil 95 zwischengeschaltet, um in der Steuerleitung 90 einen Druckanstieg über einen gewünschten Arbeitsdruck der Drückflüssigkeit zu vermeiden.

Mit 97 ist eine sowohl an der Steuerleitung 90 als auch an der Verbindungsleitung 93 angeschlossene weitere Leitung bezeichnet, in welche ein entgegen dem Überdruckventil 95 arbeitendes und zu diesem parallel liegendes Rückschlagventil 99 zwischengeschaltet ist. Über dieses Rückschlagventil 99 (Schnüffelventil) können in der Steuerleitung 90 entstehende, durch Leckage bedingte Flüssigkeitsverluste ausgeglichen werden, indem über die Stufenkolben 88 bei deren durch die Rückstellfedern 94 bewirkten Rückstellung aus dem Vorratsbehälter 98 Flüssigkeit angesaugt werden kann.

Bei einem fälligen Niveaualgleich besteht die Möglichkeit, die Niederdruckseite eines Druckverstärkers oder beider Druckverstärker über die Leitung 76 mit dem entsprechenden Zylinderraum der Stoßdämpfer 10 zu verbinden, so daß bei einem infolge Niveaualgleich in den Stoßdämpfern ansteigenden Druck der Dämpfungsflüssigkeit zugleich auch der Stufenkolben 88 des einen oder beider Druckverstärker 64, 66 niederdruckseitig beaufschlagt und dadurch die am Stufenkolben hochdruckseitig anstehende Drückflüssigkeit mit entsprechend erhöhtem Druck über die Leitungen 90, 92 in die Druckräume 48, 50 der Führungskörper 44, 46 hineingedrückt wird. Dadurch werden die Preßkolben 38, 40 mit entsprechend erhöhter Kraft an die ihnen zugeordneten Ventilschließglieder 22, 24 angelegt, wodurch lastunabhängig die Dämpfung so geregelt wird, daß sich die Anpreßkraft im wesentlichen proportional zu dem sich innerhalb der Stoßdämpfer ändernden Druckverhältnis erhöht und dadurch die gewünschte Dämpfkraft, bezogen auf sich einstellende Innendrücke der Stoßdämpfer, erhalten bleibt und zwar ohne Einsatz einer zusätzlichen Druckquelle.

Durch die Ausstattung der Dämpfungs vorrichtungen mit mehreren, einzeln zuschaltbaren Druckverstärkern mit unterschiedlichen Flächenverhältnissen an ihrer Niederdruckseite ist es möglich, die Dämpfung mehrstufig regelbar auszulegen. Die Zuschaltung einzelner Druckverstärker kann manuell oder automatisch in Abhängigkeit bestimmter Betriebsparameter des Fahrzeuges erfolgen.

Die durch die Pumpe 78 über eine Ansaugleitung 102 ständig geförderte Dämpfungsflüssigkeit wird nach Durchführung eines Niveaualgleiches über das Niveauregelventil 96 und eine Abflußleitung 104 in den Vorratsbehälter 98 zurückgeleitet. Wird ein Niveaualgleich notwendig, so wird zwangsläufig eines der beiden 3/2 Wegeventile 84 oder 86 elektromagnetisch in die Durchlaßstellung gesteuert, um den betreffenden Druckverstärker 84 oder 86 zwangsläufig auch mit einem der beiden Zylinderräume 34 oder 36 der Stoßdämpfer zu verbinden.

In Fig. 3 ist ein Stoßdämpfer in Verbindung mit einer erfindungsgemäßen Dämpfungs vorrichtung 108 gezeigt, wobei diese außerhalb eines einseitig mit Dämpfungsflüssigkeit beaufschlagten Stoßdämpfers 110 einer hydropneumatischen Feder und zwar zwischen diesem und einem Druckspeicher 112 angeordnet ist. Die Dämpfungs vorrichtung 108 weist ein vorzugsweise kugelförmiges Gehäuse 114 auf, dessen Innenraum durch

eine als Ventilträger dienende Trennwand 116 in zwei Teilräume 118, 120 unterteilt ist, von denen der Teilraum 120 über eine Verbindungsleitung 122 mit dem mit Dämpfungsflüssigkeit beaufschlagten Raum 124 des Stoßdämpfers verbunden ist, während vorzugsweise der Teilraum 118 am Druckspeicher 112 angeschlossen ist. Die Trennwand 116 ist für die Zugstufe von Strömungsmittel-Durchtrittskanälen 126 und für die Druckstufe von Strömungsmittel-Durchtrittskanälen 128 durchdrungen und diesen ist an jeder Seite der Trennwand 116 jeweils ein Ventilschließglied in 130 bzw. 132 zugeordnet. Von den beiden durch jeweils eine Gruppe von Strömungsmittel-Durchtrittskanälen 126 bzw. 128 und einem der Ventilschließglieder 130 bzw. 132 gebildeten Dämpfungsventilen ist z. B. lediglich dasjenige für die Zugstufe lastunabhängig regelbar. Zu diesem Zweck ist dem durch mehrere Federscheiben gebildeten Ventilschließglied 130, analog zu den Ventilschließgliedern 22 und 24 der Fig. 1, ein Preßkolben 134 zugeordnet, der in einem an der Wand 116 befestigten Führungskörper 136 axial verschiebbar geführt und mittels einer Druckflüssigkeit an das Ventilschließglied 130 anpreßbar ist. Die Druckflüssigkeit wird in einer aus dem Gehäuse 114 herausgeführten und an der Hochdruckseite eines nicht dargestellten Druckverstärkers angeschlossenen Verbindungsleitung 138 geführt. Die Niederdruckseite des Druckverstärkers liegt an einer Verbindungsleitung 140 an, die z. B. an einer Anschlußleitung 142 angeschlossen ist, die den Raum 118 der Dämpfungsvorrichtung 108 mit dem Druckspeicher 112 verbindet.

Da lediglich eine externe Anordnung einer zu einem Stoßdämpfer 110 einer hydropneumatischen Feder gehörenden Dämpfungsvorrichtung 108 veranschaulicht werden soll, wurde der Einfachheithalber auf die Darstellung der übrigen funktionswesentlichen Komponenten, insbesondere eines oder mehrerer Druckverstärker somit Magnetventil verzichtet.

Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, daß den Ventilschließgliedern anstelle von Preßkolben auch Abstützglieder zugeordnet sein können, die zur lastunabhängigen Regelung der Dämpfung auch mechanisch an die Ventilschließglieder angepreßt werden können. Dies ist beispielsweise möglich, wenn innerhalb der Kolbenstange des Stoßdämpfers eine oder zwei Betätigungsstangen geführt sind, die über durch eine Druckflüssigkeit betätigbare Steuermittel betätigbar sind, wobei die Druckflüssigkeit an der Hochdruckseite eines oder mehrerer Druckverstärker ansteht.

Ebenso ist es möglich, einen üblichen Schwingungs-dämpfer mit einer in diesen integrierten oder extern vorzusehenden Dämpfungsvorrichtung einzustatten, der lediglich ein oder mehrere, ggf. zuschaltbare Druckverstärker zugeordnet sein können.

Fig. 1

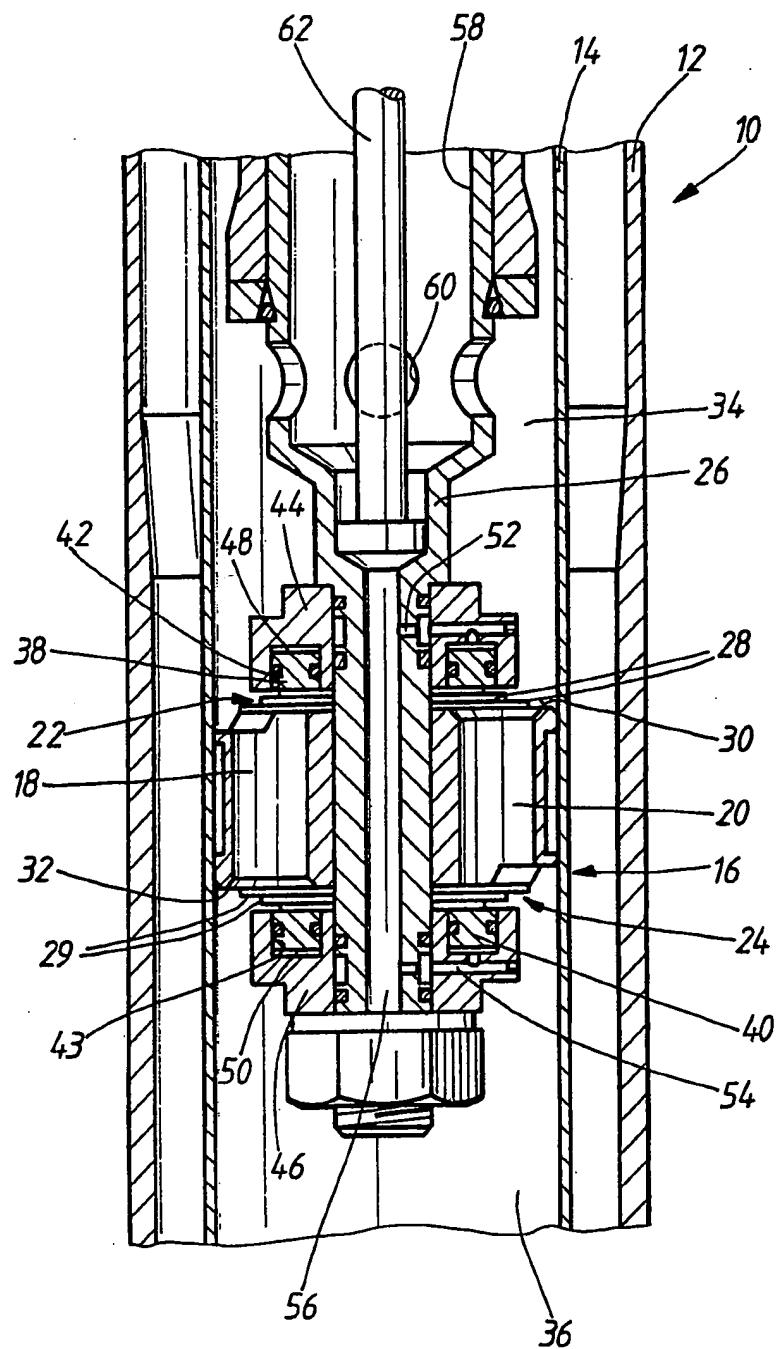


Fig. 2

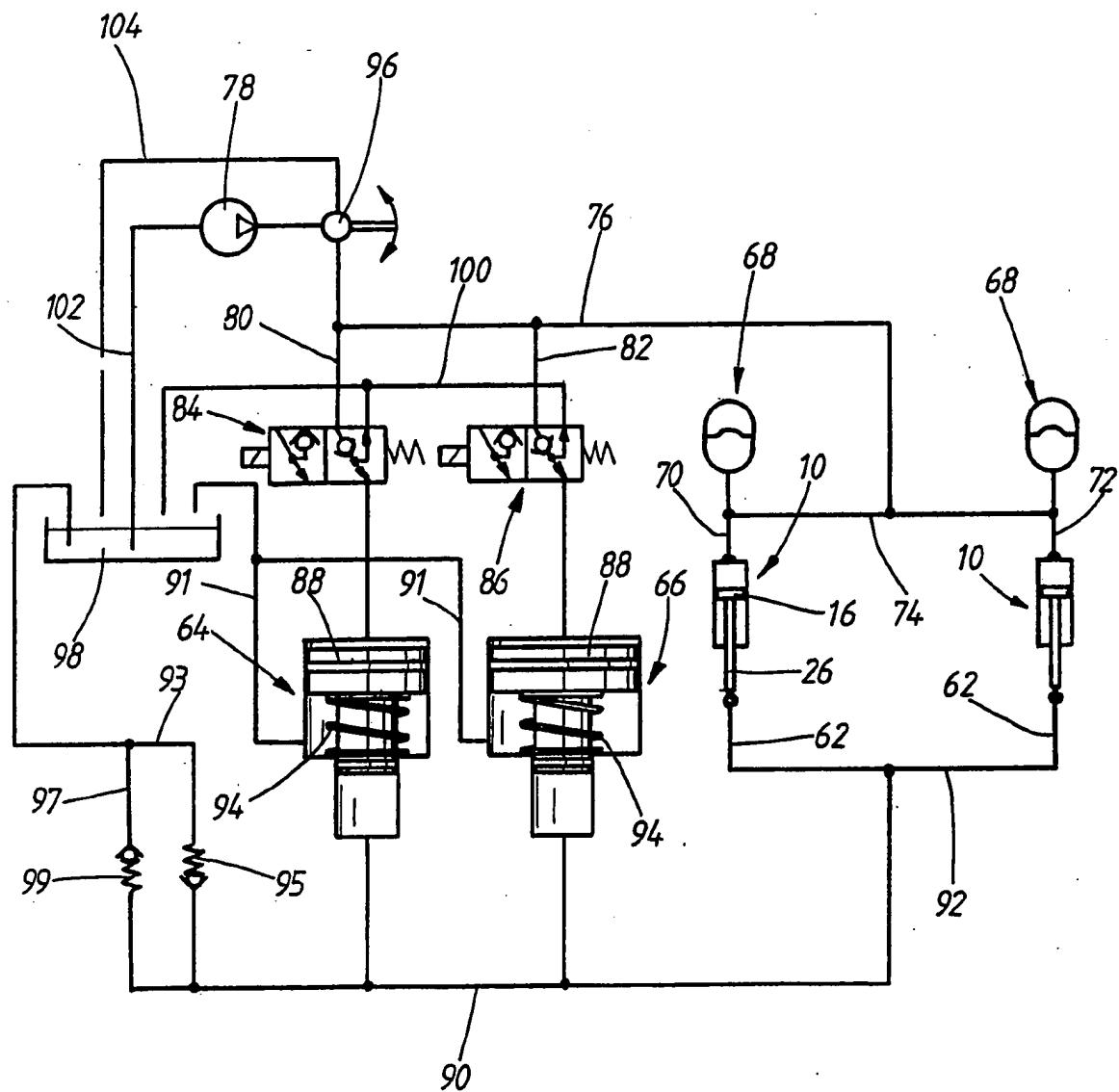


Fig. 3